

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Stojan srovnávacího dopravníku

Stand for a Leveling Transporter

Student:

Václav Zavadil

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

Ostrava: 5.2.2009



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Stojan srovnávacího dopravníku

Stand for a Leveling Transporter

Student: Václav Zavadil
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 2302R010-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Proved'te přehled možných řešení, výběr varianty, zdůvodnění a návrh.
2. Navrhněte stojan srovnávacího dopravníku pro tyto požadavky:
 - zařízení bude současně přemísťovat dvě trubky, u kterých nesmí způsobit poškození
 - vzdálenost os trubek $500 \pm 10 \text{ mm}$
 - vnější průměr trubek $26 \div 114,3 \text{ mm}$
 - tloušťka stěny trubek $2,9 \div 10 \text{ mm}$
 - délka trubek $6 \div 12,5 \text{ m}$
 - rychlost posuvu trubek $0,1 \div 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 30 stran textu mimo přílohy.

V příloze: výkresová dokumentace (sestava, vybraný výrobní výkres).

Seznam doporučené literatury:

MORAVEC, V.: *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7078-807-0.

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce.* Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.

MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1.

MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2006, ISBN 80-248-0980-X.

KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací.* 1.vydání, VŠB-TU Ostrava, 2007, 91 s. Dotisk 1.vyd. 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky.* 3. doplněné vydání, Albra, 2006, ISBN 80-7361-033-7.

KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojnická příručka.* Praha 1993-1998, 8 svazků, 1.vydání.

Normy, firemní katalogy a prospekty.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

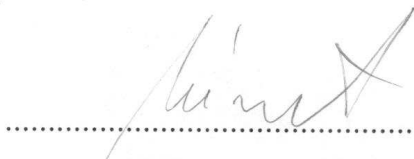
Datum zadání bakalářské práce:


21. listopadu 2008

Akademický rok:

2008/2009




.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB–TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB–TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB–TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB–TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB–TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB–TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

Václav Zavadil

Bochenkova 19

Opava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:

Zavadil, V. Stojan srovnávacího dopravníku. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů-347, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. 41s. Bakalářská práce, vedoucí: Szlachta, T.

Ve své bakalářské práci se zabývám konstrukcí stojanu srovnávacího dopravníku, který je navržen jakou součástí linky na magnetopráškovou kontrolu konců trubek. V úvodní rešerši se snažím osvětlit problematiku dopravníků a základní typy konstrukcí. Na základě této rešerše následuje vlastní konstrukční řešení, výběr jednotlivých komponentů a jejich specifikace. Zejména dimenzování pohonu dopravníku je podloženo sérií výpočtu. Hnací hřídel je následně kontrolována metodou konečných prvků. Práce je doplněna sestavným výkresem stojanu a výrobním výkresem hnací hřídele.

ANNOTATION

Zavadil, V. Stand for a Leveling Transporter. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms-347, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009. 41p. Bachelor thesis, supervisor: Szlachta, T.

The submitted bachelor thesis “Stand for a Leveling Transporter” deals with the construction of a stand for a leveling transporter, which is designed as a part of the tube ends quality non/destructive system. In my introductory background research I focused on explaining the issue of transporters in general and basic types of their construction. On the basis of this background research, the constructional solution, the choice of components and their specification follow. Primarily the dimensioning of the drive is supported by a set of calculations. The driving shaft is subsequently checked by the finite element method. The bachelor thesis contains an appendix consisting of the general arrangement of the stand and the working drawing of the driving shaft.

OBSAH

1.	ÚVOD	9
1.1	CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	9
1.2	REŠERŠE V OBLASTI PODÉLNÉ DOPRAVY TRUBEK	9
1.2.1	Pásové dopravníky	10
1.2.2	Řetězové dopravníky	11
1.2.3	Válečkové dopravníky	12
2.	NÁVRH STOJANU DOPRAVNÍKU	13
2.1	NÁVRH KONSTRUKCE RÁMU	13
2.2	NÁVRH POHONU DOPRAVNÍKU	15
3.	STANOVENÍ SILOVÝCH ÚČINKŮ PŘI PROVOZU	21
3.1	URČENÍ SOUČinitele TŘENÍ MEZI ROLKOU A TRUBKOU	21
3.2	NÁVRH VÝKONU ELEKTROMOTORU	23
4.	KONTROLA VÁLEČKOVÉHO ŘETĚZU	26
4.1	VOLBA ŘETĚZU	26
4.2	PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU	28
5.	KONTROLA HNACÍHO HŘÍDELE	33
5.1	VSTUPNÍ DATA	33
5.2	NAVRŽENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK	34
5.3	VÝSLEDKY ŘEŠIČE MK	35
5.4	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	37
6.	ZÁVĚR	39
7.	POUŽITÁ LITERATURA	41
8.	PŘÍLOHY	42

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

F_p	Síla působící ve středu plochy	[N]
k_s	Výsledná statická bezpečnost	[-]
M_k	Krouticí moment motoru	[N*mm]
M_{kM}	Krouticí moment motoru výpočtový	[N*mm]
M_{kV}	Krouticí moment motoru, vazbová síla	[N*mm]
$m_{hřid}$	Hmotnost hnací hřídele	[kg]
$m_{řk}$	Hmotnost řetězového kola	[kg]
m_{tr}	Hmotnost dopravované trubky	[kg]
m_v	Hmotnost hnací rolky	[kg]
$m_{hřid}$	Hmotnost hnací hřídele	[kg]
$\sum N$	Součet reakcí	[N]
n	otáčky hnací rolky	[ot/s]
P	Výkon motoru výpočtový	[kW]
$p_{ř}$	Tlak v drážce pro pero	[MPa]
R	Rameno na němž působí F_p	[N]
S	Plocha drážky pro pero	[mm ²]
V	Vazbová síla	[N]
v	rychlost posuvu trubek	[m/s]

1. ÚVOD

V této bakalářské práci se budu zabývat zařízením pro podélné srovnání dvou trubek. Další funkcí tohoto zařízení je zdvižení těchto trubek ze zavážecího zařízení před samotným srovnáním. Tento zdvih je nutný z technologického hlediska, ale v mé práci ho řešit nebudu. Stroje tohoto typu v sériové výrobě nejsou běžně používány. Na jejich konstrukci jsou kladeny značné požadavky z hlediska provozu ve kterém budou použity. Tyto hlediska jsou následující: stávající zástavba v prostorech zákazníka, technologické prostředky provozu a návaznost na další technologie.

1.1 Cíle bakalářské práce

Cíle této bakalářské práce jsou následovné:

1. na základě zpracované rešerše navrhnout koncepci stojanu srovnávacího dopravníku
2. navrhnout konstrukční řešení pohonu dopravníku
3. provést kontrolu pohonu
4. vytvořit výkresovou dokumentaci, skládající se ze sestavného výkresu a dílenského výkresu vybrané části

1.2 Rešerše v oblasti podélné dopravy trubek

Potřeba dopravy hutního materiálu šla ruku v ruce s jeho výrobou. Se zaváděním sériové výroby začaly být kladeny nároky také z hlediska jeho dopravy. Největšího pokroku, tak jako v ostatních oborech průmyslu, bylo dosaženo na začátku 19. století, což bylo přímo spjato s průmyslovou revolucí.

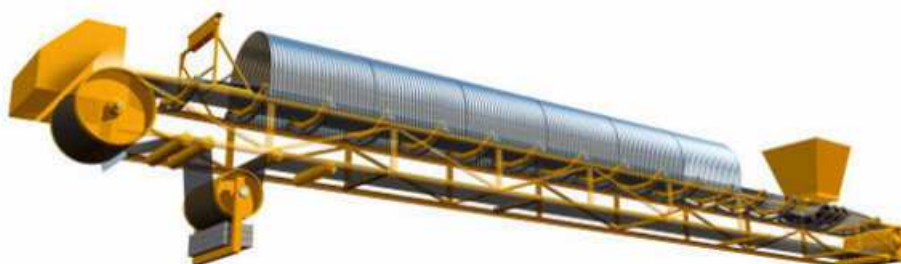
Jednotlivé dopravníky jsou svou konstrukcí velmi různorodé. Na dalších stranách se zmíním o základních typech, na jejichž principu jsem se rozhodl pro mé řešení.

1.2.1 Pásové dopravníky

Rozdělení pásových dopravníků je následovné:

- Normální pásové dopravníky.
- Pásové dopravníky se spodní dopravní větví.
- Jednovětvové pásové dopravníky.
- Lanopásové dopravníky.
- Řetězopásové dopravníky.
- Pásové dopravníky pro strmou dopravu.

Princip: Tažným i unášecím prvkem je nekonečný pás, který obíhá mezi hnacím a vratným bubnem. Tento dopravní pás je nutné dostatečně napnout, aby nedocházelo k prokluzu na hnacím bubnu. Nosná větev je zpravidla horní, avšak v některých případech je možno použít i spodní větev pro dopravu materiálu. Jsou vhodné pro šikmou dopravu v rozsahu $+18^\circ$, -12° . Materiál je nejvhodnější dopravovat směrem k hnacímu bubnu. Na obrázku 1.1 je vidět nejčastěji používaná konstrukce pásových dopravníků.



Obr. 1.1

Použití: Tento typ dopravníku se nejčastěji používá k dopravě sypkého, kusového materiálu podle výše specifikovaných podmínek.

Pro účely dopravy trubek se jeví jako méně vhodný z těchto důvodů:

- Složitá konstrukce.
- Velký zastavěný prostor.
- Nutné napínání pásu.

1.2.2 Řetězové dopravníky

Princip: Tažným i unášecím prvkem je válečkový řetěz, který obíhá mezi hnacím a vratným řetězovým kolem. Tyto řetězy je možné osadit nástavci jenž jsou navrženy podle tvaru dopravovaného materiálu. Tažná i vratná větev řetězu musí být uložena ve vedení. Nejčastěji je toto vedení vyráběno z rozličných technických plastů. Klasická konstrukce je zobrazena na obrázku 1.2.

Použití: Nejčastěji pro podélnou i příčnou dopravu kulatin při jejich výrobě i zpracování.

Výhody:

- Vysoká únosnost.
- Vysoká spolehlivost.
- Jednoduchá údržba.

Nevýhody:

- Velký zastavěný prostor.
- Nevhodná konstrukce pro změnu dopravní výšky.

Z uvedených výhod a nevýhod vyplývá, že klasická konstrukce řetězového dopravníku není vhodná pro mé použití.



Obr. 1.2

1.2.3 Válečkové dopravníky

Princip: Materiál je dopravován po válečkové trati. Válečky mohou být hnané i nehnané, jejich pohon je řešen vestavěným motorem nebo přes různé druhy převodů externím motorem. Tyto dopravníky se vyznačují vysokou flexibilitou a jednoduchostí. Klasická konstrukce je zobrazena na obrázku 1.3.

Použití: Pro podélnou i příčnou dopravu kulatin při jejich výrobě i zpracování, dále pro dopravu palet, beden, krabic. Vhodné pouze pro rovinou dopravu.

Výhody:

- Vysoká únosnost.
- Vysoká spolehlivost.
- Vysoká variabilita.
- Jednoduchá údržba.

Nevýhody:

- Velký zastavěný prostor při použití společného rámu .
- Nevhodná konstrukce pro změnu dopravní výšky při použití společného rámu.

Z uvedených výhod a nevýhod vyplývá, že klasická konstrukce válečkového dopravníku není vhodná pro mé použití, ale po úpravě klasické konstrukce se jeví jako nejvhodnější.



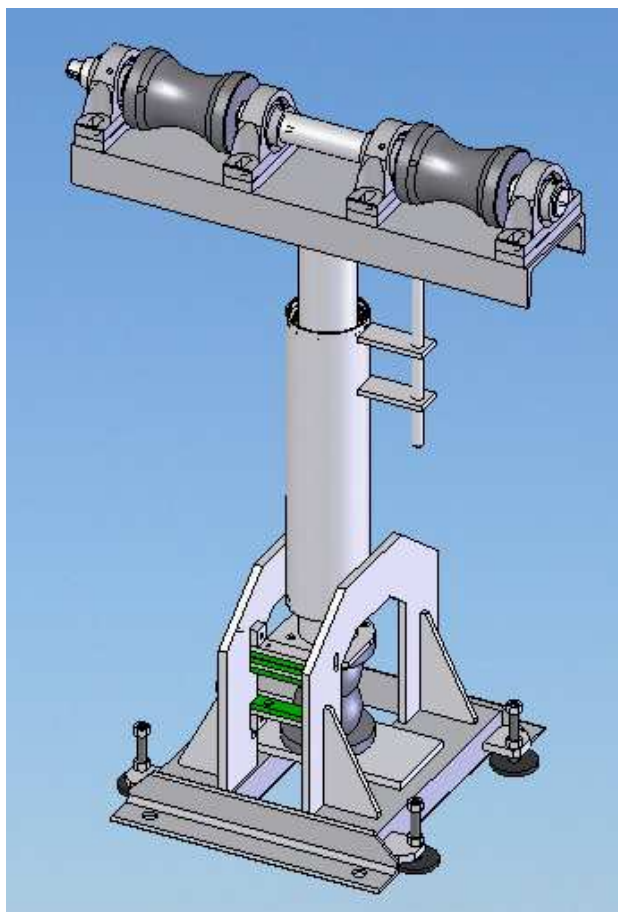
Obr. 1.3

2. NÁVRH STOJANU DOPRAVNÍKU

Dle poznatků z rešerže budu stojan dopravníku navrhovat postupně s využitím stávajících technologií používaných u válečkových dopravníků.

2.1 Návrh konstrukce rámu

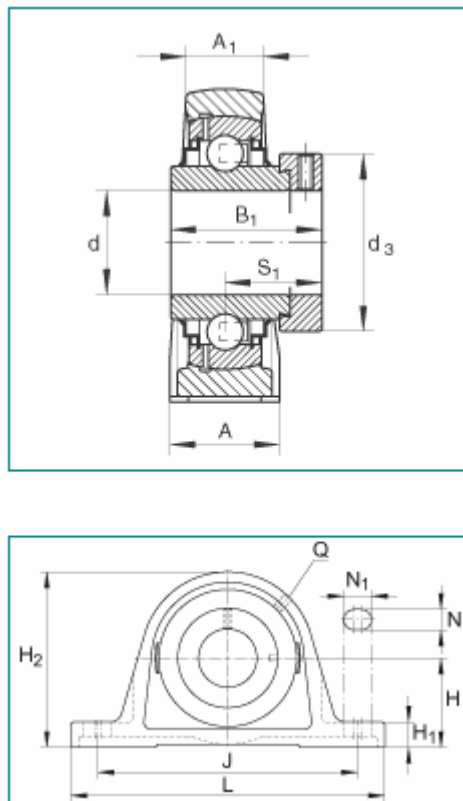
Rám bude proveden jako svařenec. Při jeho návrhu musí být zohledněna nutnost jeho výškového nastavení. Rám stojanu bude usazen na betonové podlaze, musí umožňovat jemné doladění rovinnosti a následné ukotvení do podlahy. Předběžný návrh rámu je vidět na obrázku 2.1.



Obr. 2.1

Nosná část rámu je provedena z trubek pro jednodušší provedení zdvihu, který je řešen pomocí vzduchového měchu. Obě rolky jsou umístěny na společné hřídeli z důvodu snadné synchronizace a použití jednoho hnacího členu. Uložení hřídele je provedeno pomocí ložiskového domku INA RASE 50.

V tomto domku je kuličkové, jednořadé ložisko s vnitřním průměrem 50mm. Základní rozměry ložiskového domku jsou vidět na obrázku 2.2 a jeho hodnoty v tabulce 2.1.



Obr. 2.2

Tab. 2.1

d mm	L mm	H₂ mm	A mm	A₁ mm	B₁ mm	D_{3max} mm	H mm	H₁ mm
50	200	115	54	34	62,8	69	57,2	21,5
J mm	N mm	N₁ mm	Q	S₁ mm	m kg	C_r kN	C_{or} kN	
158	18	23	RP 1/8	38,2	2,8	35	23,2	

2.2 Návrh pohonu dopravníku

Pohon dopravníku může být realizován mnoha způsoby, v tabulce 2.2 je uvedeno srovnání základních typů pohonů.

Tab. 2.2

Elektromotor	
Výhody	Nevýhody
Jednoduchá obsluha	Nutné stabilní připojení k síti
Nenáročná údržba	Nízká odolnost vůči vodě
Rychle spuštění	
Hydraulický motor	
Výhody	Nevýhody
Vysoký výkon	Složitá obsluha
Spolehlivost	Složitá údržba
	Velká zastavba
Spalovací motor	
Výhody	Nevýhody
Nezavislost na el. zdroji	Složitá obsluha
Variabilní výkon	Složitá údržba
	Velká zastavba

- **Volba motoru**

Po zvážení těchto druhů pohonu jsem se rozhodl použít elektromotor značky NORD řady NORDBLOCK. Tato výrobní řada mě zaujala svou konstrukcí a to sice spojením elektromotoru s jednostupňovou převodovkou v jeden blok. Toto řešení je velice efektivní a v dalších krocích zjednoduší volbu převodu mezi motorem a hnací hřídelí. Specifikace řady nord block je vidět na obrázku 2.3.

ČELNÍ PŘEVODOVKY NORDBLOC

INFORMACE O PRODUKTU

	Velikost	9
	Pracovní poloha	M1 - M6
	Moment	90 - 3.200 Nm
	Výkon	0,12 - 37 kW
	Převod	1.88:1 - 330.9:1
	Účinnost	>95%

Obr. 2.3

- **Volba převodu mezi motorem a hřídelí**

Tento převod je možné realizovat velkou řadou možností. Dále provedu srovnání těchto typů převodů:

- Převod válečkovým řetězem.
- Převod ozubenými koly.
- Převod klínovým řemenem.
- Převod ozubeným řemenem.

Převod válečkovým řetězem

Na obrázku 2.4 je vidět válečkový řetěz klasické konstrukce. V tabulce 2.3 jsou shrnuty výhody a nevýhody tohoto typu převodu.

Použití: Primární, sekundární převod motocyklů, pohon jízdních kol, dříve pohon rozvodového mechanismu automobilových motorů.



Obr. 2.4

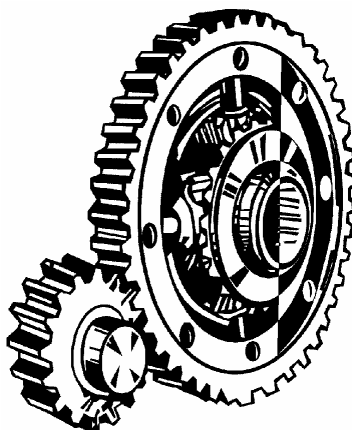
Tab. 2.3

Válečkový řetěz	
Výhody	Nevýhody
Vysoká únosnost	Nutnost mazání
Vysoká spolehlivost	Nutnost napínání
Velká dostupnost	

Převod ozubenými koly

Na obrázku 2.5 je vidět dvojice ozubených kol převodu. V tabulce 2.4 jsou shrnuty výhody a nevýhody tohoto typu převodu.

Použití: Široké spektrum převodovek, dříve pohon rozvodového mechanismu motocyklových motorů.



Obr. 2.5

Tab. 2.4

Ozubená kola	
Výhody	Nevýhody
Vysoká únosnost	Nutnost mazání
Vysoká spolehlivost	Složitá výroba
	Vysoká cena

Převod klínovým řemenem

Na obrázku 2.6 je vidět převod klínovým řemenem. V tabulce 2.5 jsou shrnuty výhody a nevýhody tohoto typu převodu.

Použití: Pohon kompresorů, čerpadel, ventilátorů, cirkulárních pil.



Obr. 2.6

Tab. 2.5

Klínový řemen	
Výhody	Nevýhody
Nízká cena	Prokluz při rozběhu
Vysoká spolehlivost	Malá životnost
Tichý provoz	

Převod ozubeným řemenem

Na obrázku 2.7 je vidět převod ozubeným řemenem. V tabulce 2.6 jsou shrnuty výhody a nevýhody tohoto typu převodu.

Použití: Pohon rozvodového mechanismu automobilových a motocyklových motorů, pohony vratových systémů, přesné posuvy v jemné mechanice.



Obr. 2.7

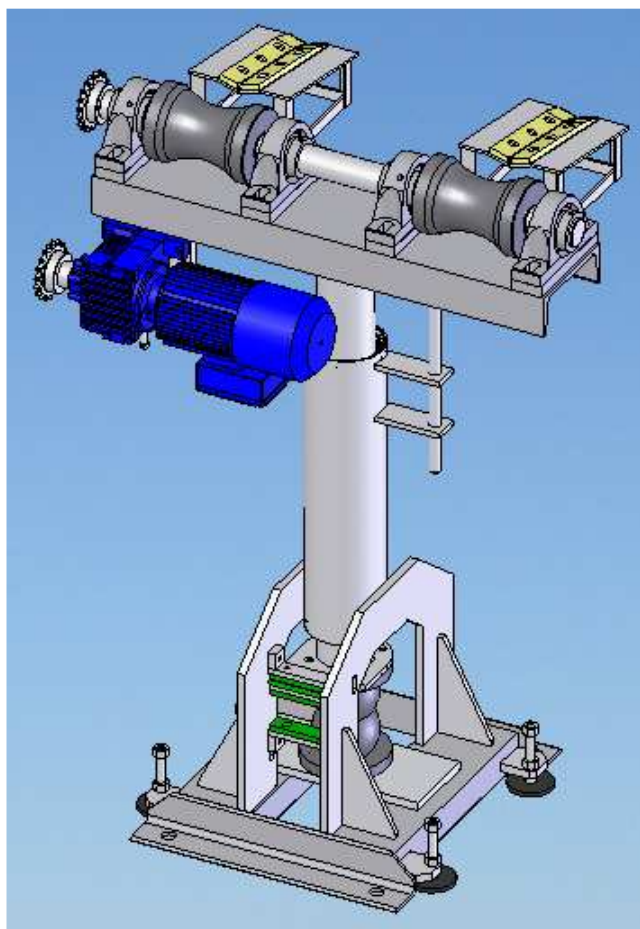
Tab. 2.6

Ozubený řemen	
Výhody	Nevýhody
Tichý provoz	Složitá údržba
Vysoká spolehlivost	Malá životnost
Nulový prokluz	

Na základě předcházejícího rozboru jsem se rozhodl převod provést pomocí válečkového řetězu specifikovaného normou ČSN 02 3311. Pro tento převod jsem se rozhodl z těchto důvodů:

- Vysoká životnost.
- Vysoká dostupnost náhradních dílů v místě provozu.
- Relativně nízká cena.
- Jednoduchá údržba a montáž.

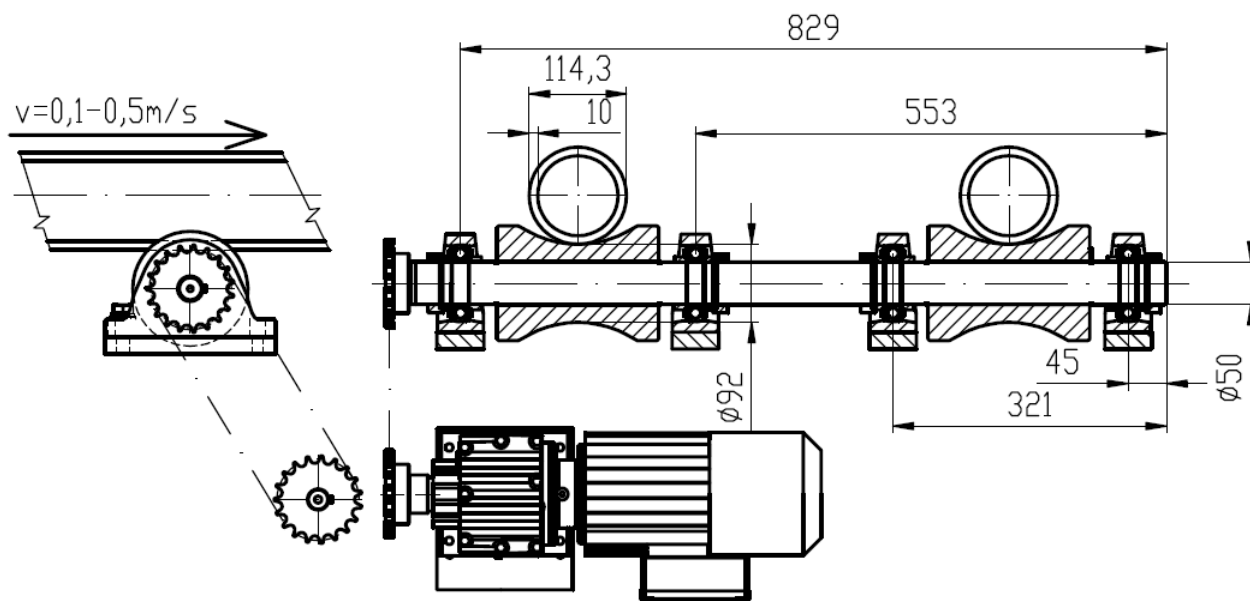
Na obrázku 2.8. je zobrazena finální koncepce stojanu dopravníku. Na této koncepci následně provedu přesné určení elektromotoru, řetězového převodu a kontrolu hnací hřídele.



Obr. 2.8

3. STANOVENÍ SILOVÝCH ÚČINKŮ PŘI PROVOZU

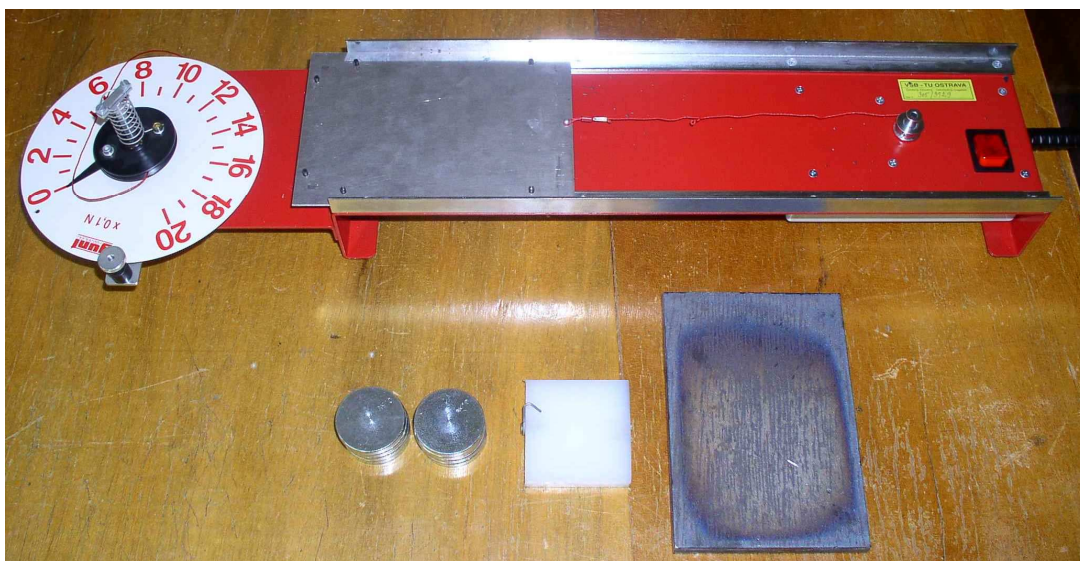
Pro celý výpočet budu uvažovat dopravu s nejvyšším zatížením, to je trubkou o průměru 114,3mm a tloušťce stěny 10mm. Váha jednoho metru trubky je tedy $m_{tr}=25,6\text{kg/m}$. Vzhledem k rozmístění srovnávacího dopravníku, viz. výkres v příloze, jsem pro nejhorší případ zvolil zatížení jednoho stojanu 1,5m trubky což odpovídá hmotnosti $m_{tr}=38,6\text{kg}$.



Obr. 3.1

3.1 Určení součinitele tření mezi rolkou a trubkou.

Hnací rolka je vyrobená z materiálu ERTALON 6PLA. U tohoto materiálu výrobce udává součinitel tření v rozsahu 0,35-0,45. Tento rozsah je dle mého mínění široký a proto jsem přistoupil na ověření součinitele tření pokusem. Tento pokus byl proveden na PŘÍSTROJI NA MĚŘENÍ TŘECÍ SÍLY TM200. Tento přístroj se nachází ve výukových prostorách Katedry částí a mechanismů strojů. Měření na tomto zařízení je velmi snadné a při zajištění věrohodnosti měřených vzorků s reálnou součástí je možné získat velmi dobré výsledky. Vzorky jsem získal z firmy PRESTAR s.r.o., jmenovitě to byl plech P10 148x90 povrch neobrobený válcovaný a deska ERTALON 6PLA T10-60x60, povrch frézovaný na drsnost Ra 3,2. Tímto jsem dostal vzorky stejné kvality jako výsledné díly. Na obrázku 3.2 je možno vidět celou sestavu před měřením. Samotné měření jsem prováděl dle návodu k použití v devíti krocích s postupným přidáváním zátěže po 50 gramech. Vzorek ertalonu potom váží 100 gramů. Naměřené hodnoty jsou srovnány v tabulce 3.1 a dále jsou zobrazeny v grafu 3.1.

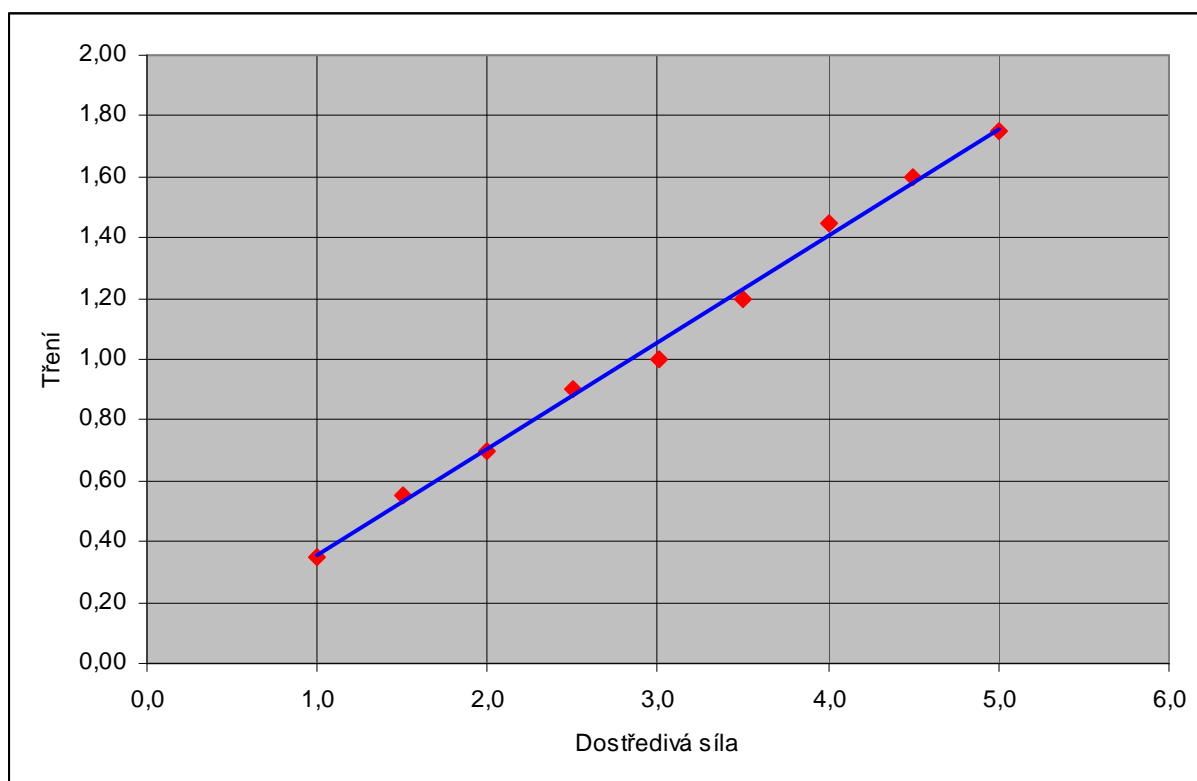


Obr. 3.2

Tab. 3.1

Dostředivá síla F_N v N	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Tření F_R v N	0,35	0,55	0,70	0,90	1,00	1,20	1,45	1,60	1,75
Poměr F_R/F_N	0,35	0,37	0,35	0,36	0,33	0,34	0,36	0,36	0,35
Průměrná hodnota F_R/F_N	0,35								

Graf 3.1



Vyhodnocením daného měření jsem zjistil, že rozsah součinitele tření f určený výrobcem odpovídá hodnotě naměřené. V tabulce 3.1 součinitel tření f odpovídá poměru F_R/F_N a jeho průměrná hodnota činí 0,35. Také v grafu 3.1 je vidět, že součinitel tření a jeho průběh v závislosti na dostředivé síle je lineární, což dokazuje, že měření proběhlo v pořádku. Pro další výpočet tedy budu uvažovat součinitel tření $f=0,35$. Tímto se dostávám na spodní hranici rozsahu udávaného výrobcem materiálu Ertalon. Na obrázku 3.3 je možno vidět měření s dostředivou silou 5N.



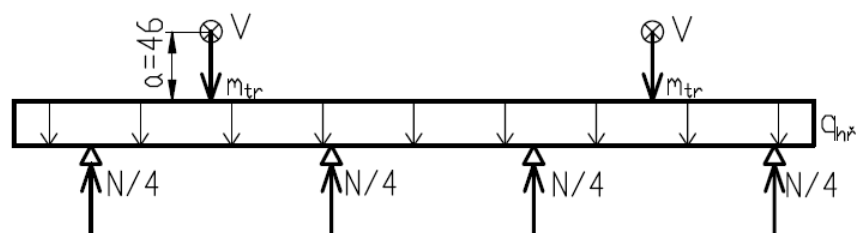
Obr. 3.3

3.2 Návrh výkonu elektromotoru

Při výpočtu výkonu elektromotoru postupuji dle dynamického rozboru funkce dopravníku, zadáných podmínek a mnou navržené konstrukce dopravníku. V tabulce 3.2 jsou uvedeny hmotnosti daných dílů vstupujících do výpočtu.

Tab. 3.2

Díl	Označení	hmotnost kg
Trubka	m_{tr}	38,6
Rolka hnací	m_v	2,1
Hřídel hnací	$m_{hřid.}$	13,6
Řetězové kolo	$m_{řk}$	0,9



Obr. 3.4

Ve výpočtu vycházím ze dvou základních rovnic odvozených z obrázků 3.1 a 3.4.

$$1. \sum N - \sum m \cdot g = 0$$

$$\sum N = (2 \cdot m_{tr} + 2 \cdot m_v + m_{hr} + m_{rk}) \cdot 9,81 = (2 \cdot 38,6 + 2 \cdot 2,1 + 13,6 + 0,9) \cdot 9,81 = 940,8N \quad (3.1, 3.2)$$

$$2. V = f \cdot \sum N/2 = 0,35 \cdot 470,4 = 164,6N$$

Hnací rolka je z důvodu nutné elektrické izolace a z důvodů zaručení jakosti povrchu trubky vyrobena z materiálu ERTALON 6PLA, jeho chemické a mechanické vlastnosti jsou ideální pro tento typ použití. Součinitel tření mezi ocelí a rolkou je určen v kapitole 3.1 $f=0,35$. Tento součinitel je také v rozsahu udávaném výrobcem materiálu. Materiálový list je součástí přílohy.

Kroutící moment způsobený vazbovou silou V je dán vzorcem

$$M_{kv} = 2 \cdot V \cdot a = 2 \cdot 164,6 \cdot 46 = 15,14N \cdot m \quad (3.3)$$

Z tohoto kroutícího momentu zohledněním všech účinností je získán kroutící moment na motoru. Při jeho výpočtu nemusí být brán v potaz vliv převodu jelikož převodové číslo je 1. Na změně momentu se proto podílí pouze účinnosti jednotlivých částí, jak je dáno v tabulce 3.3

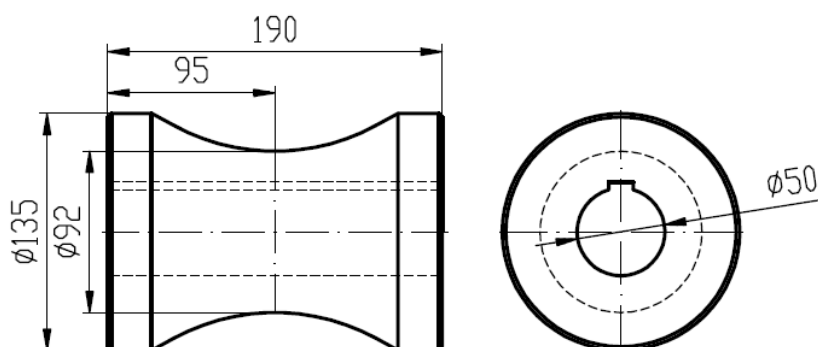
Tab. 3.3

Díl	Účinnost	hmotnost kg
Ložiskový domek	η_L	0,985
Řetězový převod	η_r	0,95

Účinnost ložiskového domku je volena s ohledem na provoz dopravníku, kde ložiska budou mazána stálou tukovou náplní. Stejně tak účinnost řetězového převodu je volena na spodní hranici, jelikož jeho mazání bude nepravidelné a samotný řetěz není krytý.

$$M_{km} = \frac{M_{kv}}{\eta_L^4 \cdot \eta_r} = \frac{15,14}{0,985^4 \cdot 0,95} = 16,93N \cdot m \quad (3.3)$$

Výkon motoru je následně určen ze vztahu 3.4. Nejprve je však třeba určit otáčky n , ty lze určit ze zadané rychlosti $v=0,1-0,5$ m/s a obvodu rolky v místě dotyku s trubicí. Na obrázku 3.4 je zobrazena rolka s potřebnými rozměry.



Obr. 3.4

$$n = \frac{v}{o_v} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,092} = 1,73 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 103,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.4)$$

$$P = M_{\text{KM}} \cdot \omega = 16,93 \cdot 103,8 \cdot \frac{\pi}{30} = 184 \text{ W} = 0,184 \text{ kW} \quad (3.5)$$

Z výše vypočteného výkonu P a otáček n je jako nejvhodnější řešení použít poháněcí systém firmy NORD typ SK 172-80s/4, bližší informace jsou uvedeny v typovém listu v příloze.

4. KONTROLA VÁLEČKOVÉHO ŘETĚZU

Kontrola válečkového řetězu je provedena dle příručky *Příklad návrhu převodu válečkovým řetězem*.

4.1 Volba řetězu

Jelikož byl zvolen převodový poměr 1 budou se počty zubů z_1 a z_2 rovnat.

$$z_1 = z_2 = 20z.$$

Diagramový výkon řetězu P_D zvolím následovně.

$$P_D = \frac{P}{\mu \cdot \rho \cdot \varphi} = \frac{0,55}{0,5 \cdot 1 \cdot 1} = 1,1 \text{ kW} \quad (4.1)$$

Součinitele μ, ρ, φ jsou voleny dle tabulek 4.1, 4.2, 4.2

Tab. 4.1

Činitelé mazání

Rozmezí výkonů	Rychlost řetězu v [m.s ⁻¹]	Druhy mazání		Činitelé mazání μ pro mazání		
				bezvadné	nedostatečné	
		vhodné	přípustné		bez znečištění	se znečištěním
I	do 4	Lehké, kapkami 4...14 kapek/min	Tukové, ruční	1	0,6	0,3
II	do 7	Ponorné máččením v olejové lázni ¹⁾	Kapkami, 20 kapek/min		0,3	0,15
III	do 12	Tlakové oběžné	Olej. lázeň s odstříkovačím kotoučem		nepřípustné	
	přes 12	Olejevou mlhou, tlakové oběžné s tryskou pro tvorbu nejmenších kapiček. Chlazení oleje, je-li to nutné.	Tlakové oběžné			

POZNÁMKY
¹⁾ Mazací oleje mají při provozní teplotě viskozitu od 20 do 40 mm.s²;
²⁾ Řetěz má být ponořen do olejové lázně, má se podporovat tvoření olejové mlhy a upravit lišty pro skapávání oleje;
²⁾ Životnost 10000 h provozu není zajištěna.

Tab. 4.2

Činitelé provedení řetězu

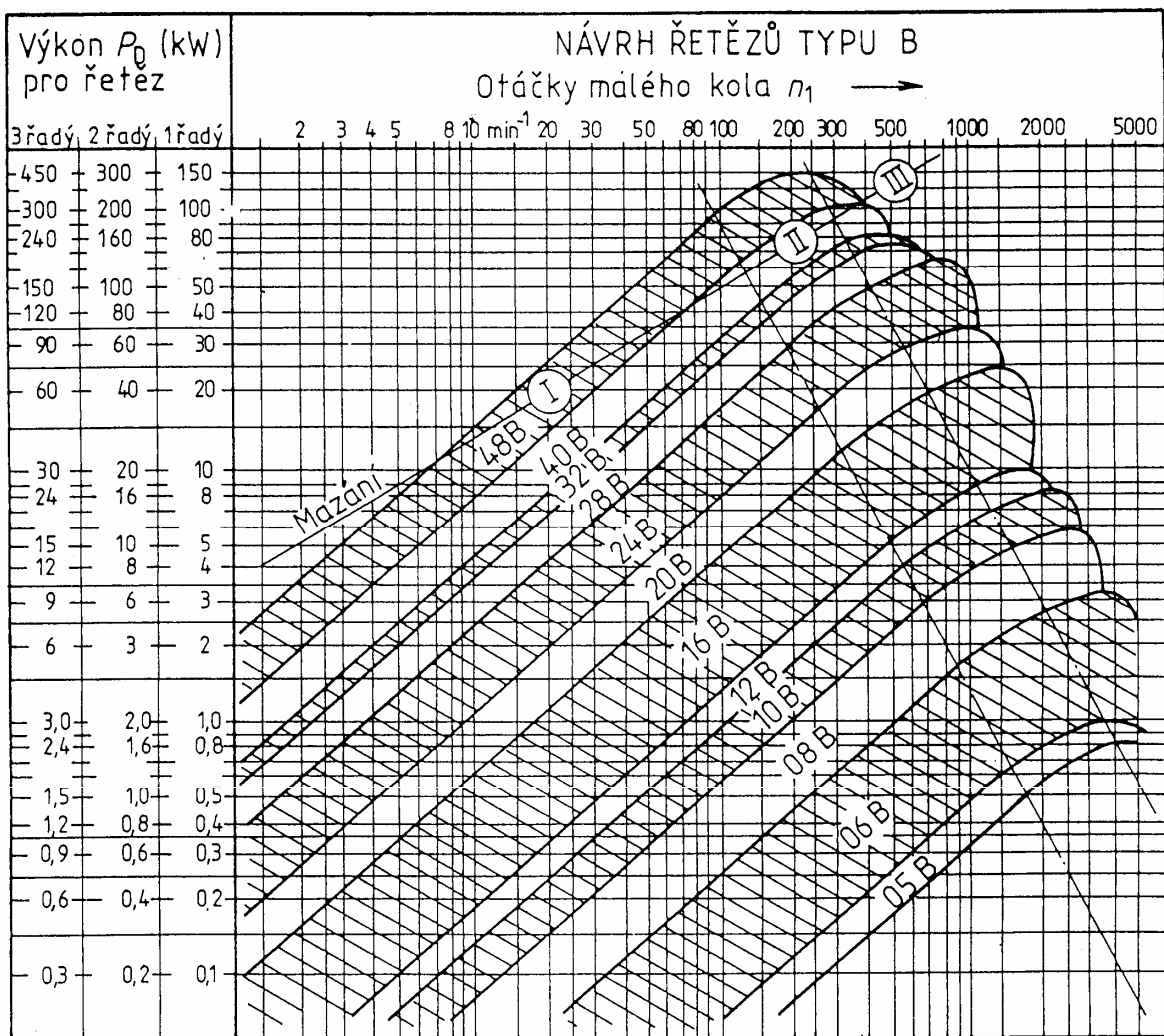
Řetězy podle normy	Činitel φ
ČSN 02 3311 typ A, B a ČSN 02 3321 typ C	1,0
ČSN 02 3311 ostatní typy kromě řady A a B	0,8
ČSN 02 3315	1,5

Tab. 4.3

Činitelé vzdáleností os

Vzdálenost os a	20p	40p	80p	160p
Činitel ρ	0,85	1	1,15	1,30

Dle diagramového výkonu P_D a otáček motoru n volím z grafu 4.1 typ řetězu 10B-1.



Graf 4.1

Na základě požadované osové vzdálenosti $A=290\text{mm}$ a rozteči řetězu P je určen počet potřebných článků řetězu následovně.

$$X' = 2 \cdot \frac{A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{A} \quad (4.2)$$

$$X' = 2 \cdot \frac{290}{15,875} + \frac{20 + 20}{2} + \left(\frac{20 - 20}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{290} = 56,5$$

Jelikož spojka na lichý počet článků snižuje pevnost řetězu přibližně o 30%, volím počet článků $X=56$.

V dalším kroku je nutné určit skutečnou osovou vzdálenost A_{sk} tu získáme úpravou rovnice 4.2 do požadovaného tvaru.

$$A_{sk} = \frac{P \cdot \left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)}{2} = \frac{15,875 \cdot \left(56 - \frac{20 + 20}{2} \right)}{2} = 285,75 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Vypočtený A_{sk} vyhovuje, je možné jej nastavit na základové desce motoru.

Kontrola skutečného diagramového výkonu P_D

- činitel provedení řetězu $\varphi = 1,0$
- pro vzdálenosti os $285,75/15,875 = 18 \cdot p$ je činitel vzdálenosti os $\rho = 0,85$
- součinitel mazání již byl určen $\mu = 0,5$

$$P_D = \frac{P}{\mu \cdot \rho \cdot \varphi} = \frac{0,55}{0,5 \cdot 0,85 \cdot 1} = 1,29 \text{ kW} \quad (4.4)$$

V grafu 4.1 bylo opět potvrzeno použití řetězu 10B-1 tento řetěz vyhovuje pro předpokládanou životnost 10000h a prodloužení řetězu o 2% vlivem opotřebení.

4.2 Pevnostní kontrola řetězu

Hodnoty potřebné pro kontrolu řetězu jsou uvedeny v tabulce 4.4, síla v řetězu je dána vztahem:

$$F_t = F_O + F_{O,C} + F_M \quad (4.5)$$

Tab. 4.4

Plocha kloubu, jednotková hmotnost a síla při přetržení

Řetěz	Plocha kloubu A [mm ²]			Hmotnost m* [kg.m ⁻¹]			Zatížení při přetržení F _{Rm} [kN]					
	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý		2řadý		3řadý	
							ČSN	ISO	ČSN	ISO	ČSN	ISO
05 B	10	—	—	0,18	—	—	4,4	4,4	—	—	—	—
06 B	28	56	85	0,41	0,78	1,18	8,9	8,9	16,9	16,9	24,9	24,9
081	22	—	—	0,40	—	—	8,0	—	—	—	—	—
086	40	—	—	0,56	—	—	17,8	—	—	—	—	—
08 B	50	100	151	0,75	1,35	2,00	17,8	17,8	31,1	31,1	44,5	44,5
101	51	—	—	0,80	—	—	22,2	—	—	—	—	—
10 B	67	135	202	0,95	1,85	2,80	22,2	22,2	44,5	44,5	66,7	66,7
12 A	106	212	318	1,47	2,90	4,28	31,1	31,1	62,3	62,3	93,4	93,4
12 B	89	179	268	1,25	2,50	3,80	28,9	28,9	57,8	57,8	86,7	86,7
16 A	179	358	573	2,57	5,01	7,47	60,0	55,6	114,0	111,2	171,0	166,8
16 B	210	421	631	2,75	5,50	8,00	58,0	42,3	110,0	84,5	165,0	126,8
20 A	262	524	786	3,60	7,14	10,70	89,0	86,7	178,0	173,5	267,0	260,2
20 B	295	590	885	3,64	7,21	10,80	89,0	64,5	178,0	129,0	267,0	193,5
24 A	394	788	1182	6,02	11,90	17,90	128,0	124,6	256,0	249,1	384,0	373,7
24 B	554	1109	1664	7,12	14,20	21,20	170,0	97,9	324,0	195,7	485,0	293,6

kde:

F_O - obvodová síla od kroutícího momentu

$F_{O,C}$ - obvodová síla způsobena odstředivou silou

F_M - síla od hmotnosti řetězu

$$F_o = \frac{Mk}{\frac{d_1}{2}} = \frac{50 \cdot 1000}{\frac{101,4802}{2}} = 985,41N \quad (4.6)$$

$$d_1 = \frac{p}{\sin \cdot \left(\frac{180}{z_1} \right)} = \frac{15,875}{\sin \cdot \left(\frac{180}{20} \right)} = 101,4802mm \quad (4.7)$$

Kroutící moment M_k je uveden v typovém listu motoru v příloze.

$$F_{O,C} \cong m' \cdot v^2 = 0,95 \cdot 0,561^2 = 0,299N \quad (4.8)$$

kde:

m' - hmotnost 1m řetězu

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n = \pi \cdot \frac{101,4802}{1000} \cdot \frac{106}{60} = 0,561m \cdot s^{-1} \quad (4.9)$$

$$F_M \cong \frac{m' \cdot a^2}{80 \cdot y} = \frac{0,95 \cdot 0,285}{80 \cdot 0,00285} = 0,338N \quad (4.10)$$

$$F_t = F_O + F_{O,C} + F_M = 985,41 + 0,299 + 0,338 = 986,1N \quad (4.5)$$

Dynamická bezpečnost je vypočtena dle vztahu 4.11 a jeho hodnota se určí následovně.

- ručně ovládaná zařízení $k_{min} = 1,5$
- ostatní strojní zařízení $k_{min} = 1,25$
- lana pro zdvínání $k_{min} = 5$
- zdvihací řetězy $k_{min} = 4$
- zakončení lana pro zavěšování $k_{min} = 5$
- textilní lana a popruhy $k_{min} = 7$
- kovové součásti vázacích prostředků ... $k_{min} = 4$

$$k = \frac{F_{Rm}}{F_t \cdot Y} = \frac{22200}{986,1 \cdot 2} = 11,26 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.11)$$

Hodnota Y činitel rázu je volena dle tabulky 4.5

Tab. 4.5

Hnané pracovní stroje		Hnací stroje										Hnací transmise (skupinový pohon)
		Elektri- cké motory	Spalovací motory					Vodní turbíny		Parní turbíny	Parní stroje	
			Pomalubežné		Rychloběžné			Rychlo- běžné	Pomalu- běžné			
			1válcové	2válcové	<2 válce	4válcové	6 a více					
Mísicí bubny		1,7	4,0	3,2	3,0	2,5	2,0					
Bagry		3,0			5,0	4,5	4,0				5,0	
Půdní frézy				5,0	4,5	4,0						
Misiče		1,6										1,6
Dopravníky materiálů	sypkých	1,5	3,0	2,8	2,5	2,2	2,0				2,8	1,5
	kusových	2,0	4,0	3,5	3,0	2,7	2,0					
Zdvihadla		2,5	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6					
Vidlicové zdvihací vozíky		3,0			4,5	3,5						
Důlní rumpály		2,5										
Generátory pro zařízení	velká	1,0		2,0				1,2	1,5	1,0	1,8	1,0
	malá	1,5		2,8				1,7	2,5	1,5	2,0	1,5
Hnané transmise		1,5				2,3	2,0	2,0	2,5	1,5	2,5	1,5

POZNAMKA - Uvedené hodnoty jsou střední hodnoty při vzdálenosti $a = 40p$. Za nepříznivých podmínek je třeba počítat s hodnotami vyššími.

POZNÁMKA - Uvedené hodnoty jsou střední hodnoty při vzdálenosti $a = 40p$. Za nepříznivých podmínek je třeba počítat s hodnotami vyššími.

Kontrola měrného tlaku je srovnáním výpočtového tlaku p_p a dovoleného tlaku p_d . Číselně je výše zmíněné určeno takto.

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{986,1}{67} = 14,72 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

kde:

S- plocha kloubu řetězu daná v tabulce 4.4

p_s -směrný tlak v kloubu řetězu, tabulka 4.7

$$p_d = p_s \cdot \lambda = 29,43 \cdot 0,55 = 16,19 \text{ MPa} \rightarrow p_p \leq p_d \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (4.13)$$

kde:

λ - činitel tření dle tabulky 4.6

Výše zvolený a zkontrolovaný řetěz vyhověl všem podmínkám a je tedy možné jej pro danou sestavu použít. Životnost je stanovena na 10000 hodin avšak při dodržení mazacího plánu je možné životnost podstatně zvýšit. Pro výpočet bylo počítáno se zanedbanou údržbou.

Tab. 4.6

Čini- tel rázů Y	Řetězy podle ČSN	Činitel tření λ																			
		$a = 20 t$					$a = 40 t$					$a = 80 t$					$a = 160 t$				
		i					i					i					i				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	02 3311, 02 3321	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,82	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57
	02 3315	0,55	0,64	0,70	0,78	0,82	0,66	0,74	0,80	0,87	0,92	0,80	0,90	0,95	1,02	1,06	0,99	1,10	1,16	1,22	1,26
2	02 3311, 02 3321	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97	0,91	1,01	1,06	1,12	1,15
	02 3315	0,40	0,46	0,51	0,58	0,61	0,48	0,55	0,58	0,63	0,67	0,58	0,66	0,70	0,75	0,78	0,73	0,81	0,85	0,90	0,92
3	02 3311, 02 3321	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83	0,78	0,87	0,92	0,96	0,99
	02 3315	0,35	0,40	0,44	0,49	0,52	0,42	0,47	0,50	0,55	0,57	0,50	0,56	0,60	0,64	0,66	0,62	0,69	0,73	0,77	0,79
4	02 3311, 02 3321	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77	0,72	0,80	0,84	0,89	0,91
	02 3315	0,32	0,37	0,40	0,45	0,48	0,38	0,43	0,45	0,50	0,53	0,46	0,52	0,55	0,59	0,61	0,58	0,64	0,67	0,71	0,73

Tab. 4.7

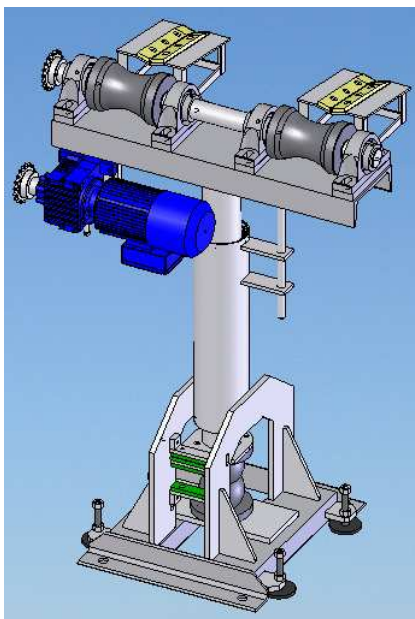
Rychlost řetězu v m s ⁻¹	Tlak v kloubu řetězu p v N cm ⁻² při počtu zubů malého kola														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25
0,1	3129	3129	3129	3139	3139	3149	3178	3198	3198	3208	3247	3247	3247	3247	3286
0,2	2796	2923	3002	3012	3021	3021	3041	3041	3041	3071	3100	3119	3149	3169	3189
0,4	2590	2708	2757	2825	2845	2865	2894	2914	2933	2943	2963	2972	2992	3021	3051
0,6	2413	2511	2609	2678	2708	2737	2776	2786	2815	2835	2845	2865	2904	2943	2972
0,8	2246	2384	2453	2531	2570	2619	2659	2678	2708	2727	2757	2776	2796	2835	2855
1,0	2129	2266	2335	2413	2472	2541	2560	2590	2639	2668	2678	2708	2746	2766	2796
1,5	1864	2001	2119	2207	2276	2335	2403	2433	2462	2492	2521	2551	2580	2600	2619
2,0	1668	1805	1933	2029	2109	2178	2217	2276	2325	2364	2394	2423	2453	2482	2511
2,5	1511	1658	1795	1893	1982	2050	2090	2148	2188	2227	2266	2305	2345	2347	2413
3,0	1364	1521	1648	1756	1854	1942	2001	2050	2090	2129	2168	2207	2237	2276	2305
4,0	1138	1305	1442	1560	1667	1746	1815	1873	1913	1962	2001	2040	2070	2109	2132
5,0	932	1109	1275	1393	1491	1589	1668	1736	1785	1834	1877	1903	1942	1972	2011
6,0		952	1108	1256	1364	1472	1550	1619	1658	1697	1746	1785	1725	1864	1893
7,0			961	1099	1236	1354	1432	1501	1560	1599	1648	1687	1727	1766	1805
8,0				981	1118	1226	1334	1403	1472	1521	1560	1609	1648	1687	1717
10,0					912	1050	1148	1236	1305	1364	1403	1442	1491	1530	1560
12,0						883	991	1099	1167	1236	1285	1334	1373	1403	1442
15,0							785	912	999	1059	1118	1167	1216	1256	1295
18,0								736	814	893	952	1010	1069	1118	1158
21,0									667	755	814	883	942	991	1030
24,0										500	588	667	736	804	863

5. KONTROLA HNACÍHO HŘÍDELE

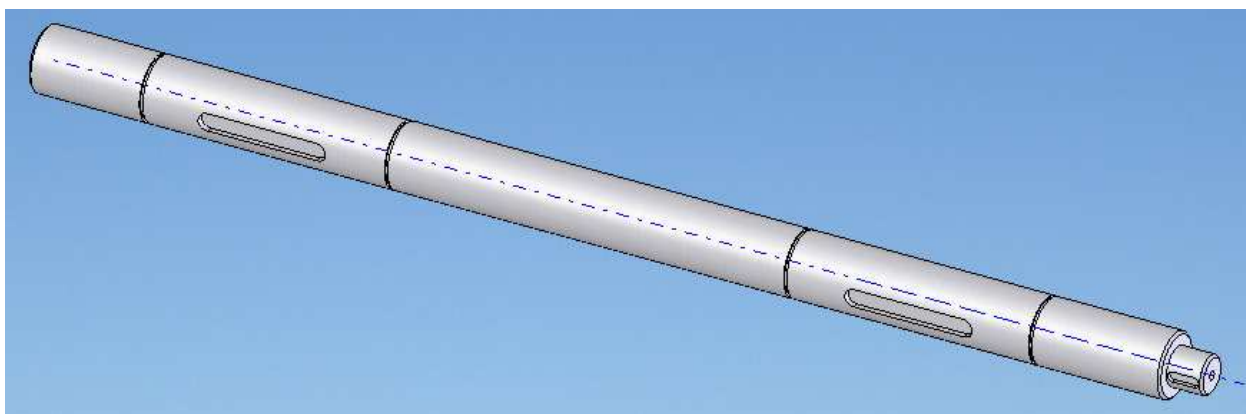
Kontrola hnacího hřídele bude provedena metodou konečných prvků (dále jen MKP) v řešiči Cosmos Works designer. Vstupní data jsou namodelována program SolidWorks 2007. Zátěžné podmínky korespondují s funkcí srovnávacího dopravníku.

5.1 Vstupní data

Jak je uvedeno výše celá sestava je pro přehlednost vymodelována v programu SolidWorks 2007, což přispělo k odstranění možných kolizí ještě před započítím výroby. Na obrázku 5.1 je zobrazena celá sestava dopravníku. Na obrázku 5.2 je samotná kontrolovaná hřídel.



Obr. 5.1



Obr. 5.2

5.2 Navržení okrajových podmínek

Pro navržení okrajových podmínek je počítáno s nejhorší možnou variantou provozu dopravníku. Tuto variantu je možno charakterizovat zablokováním obou hnacích rolek a spuštěním hnacího motoru. Při této variantě dojde k maximálnímu možnému zkrutu hřídele a k možnému zničení. Na obrázku 5.4 jsou tyto podmínky jednoduše předvedeny.

Zeleně vybarvené plochy nahrazují uložení v ložiskových domcích. Světle zelené šipky zastupují zablokování hnacích rolek, které je na hřídel převedeno přes drážky pro pero. Růžové šipky jsou nahrazením zatížení hřídele dopravovanými trubkami, velikost této síly je 940,8N, tato síla je stanovena v kapitole 3. Poslední zatěžující podmínka je zastoupena dvojicí červených šipek, které nahrazují tlak v drážce pro pero vyvolaný elektromotorem. Zavedením tohoto tlaku je dosaženo přesnějších výsledků MKP řešiče, než zavedením krouticího momentu. Tento fakt je uveden v návodu k obsluze Cosmos Works designer. Tlak je vypočten následovně.

$$M_K = F_p \cdot r \rightarrow F_p = \frac{M_K}{r} = \frac{50000}{12,95} = 3861\text{N} \quad (5.1)$$

$$S = t \cdot l = 4,1 \cdot 25 = 102,5\text{mm} \quad (5.2)$$

$$P_F = \frac{F_p}{S} = \frac{3861}{102,5} = 37,67\text{MPa} \quad (5.3)$$

kde:

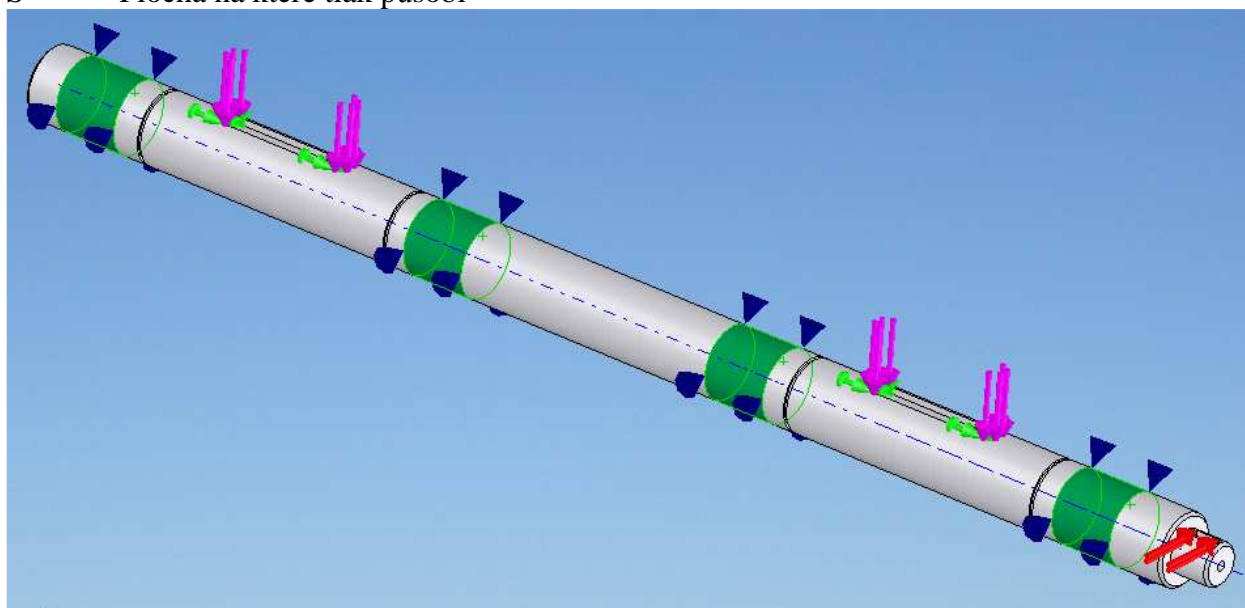
M_K - Krouticí moment motoru uveden v typovém listu v příloze.

F_p - Síla působící ve středu plochy drážky pro pero

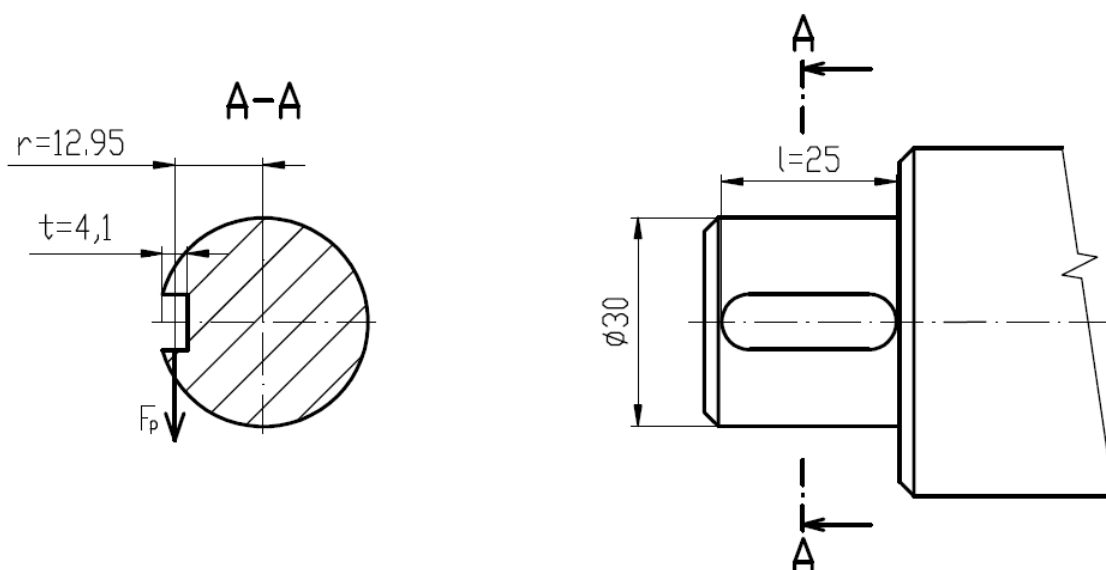
R - Rameno na němž síla F_p působí

P_F - Tlak v drážce pro pero

S - Plocha na které tlak působí



Obr. 5.3



Obr. 5.4

Při výpočtu tlaku v drážce pro pero je krouticí moment brán jako 100% krouticího momentu od motoru. Ve skutečnosti je však tento moment snížen o účinnost řetězového převodu. Ve výpočtu je toto zanedbáno, výpočet je nastaven na stranu bezpečnosti.

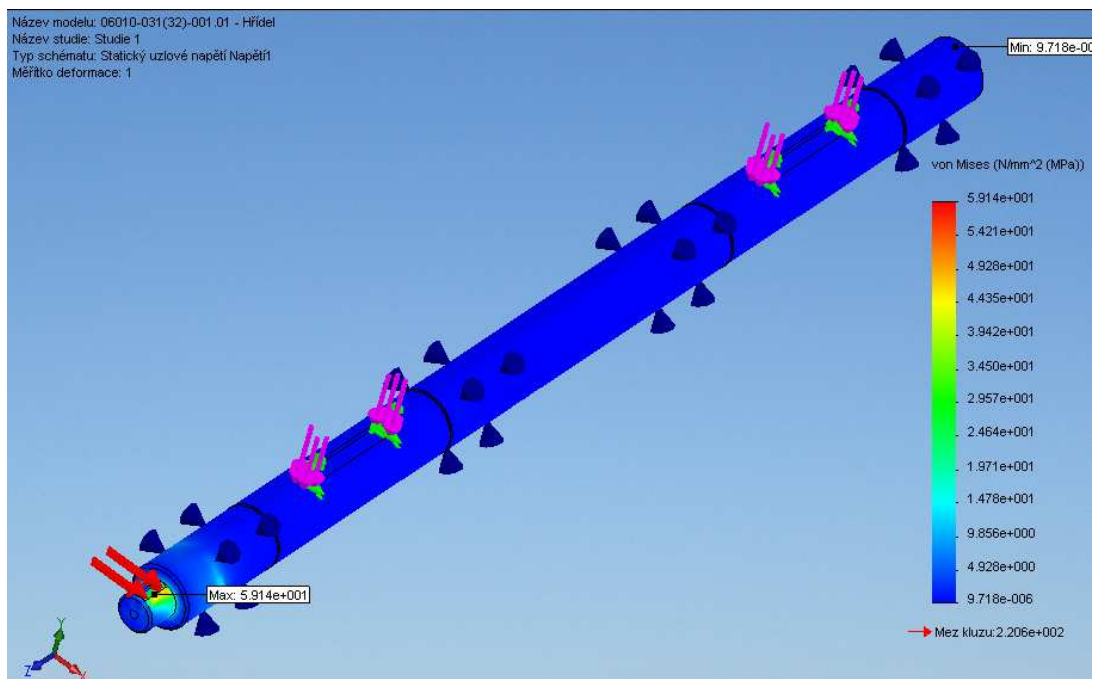
5.3 Výsledky řešiče MK

Samotné výsledky jsou shrnuty do výpočtové zprávy která je kompletní v příloze. Zde jsou uvedeny základní grafické a číselné výsledky.

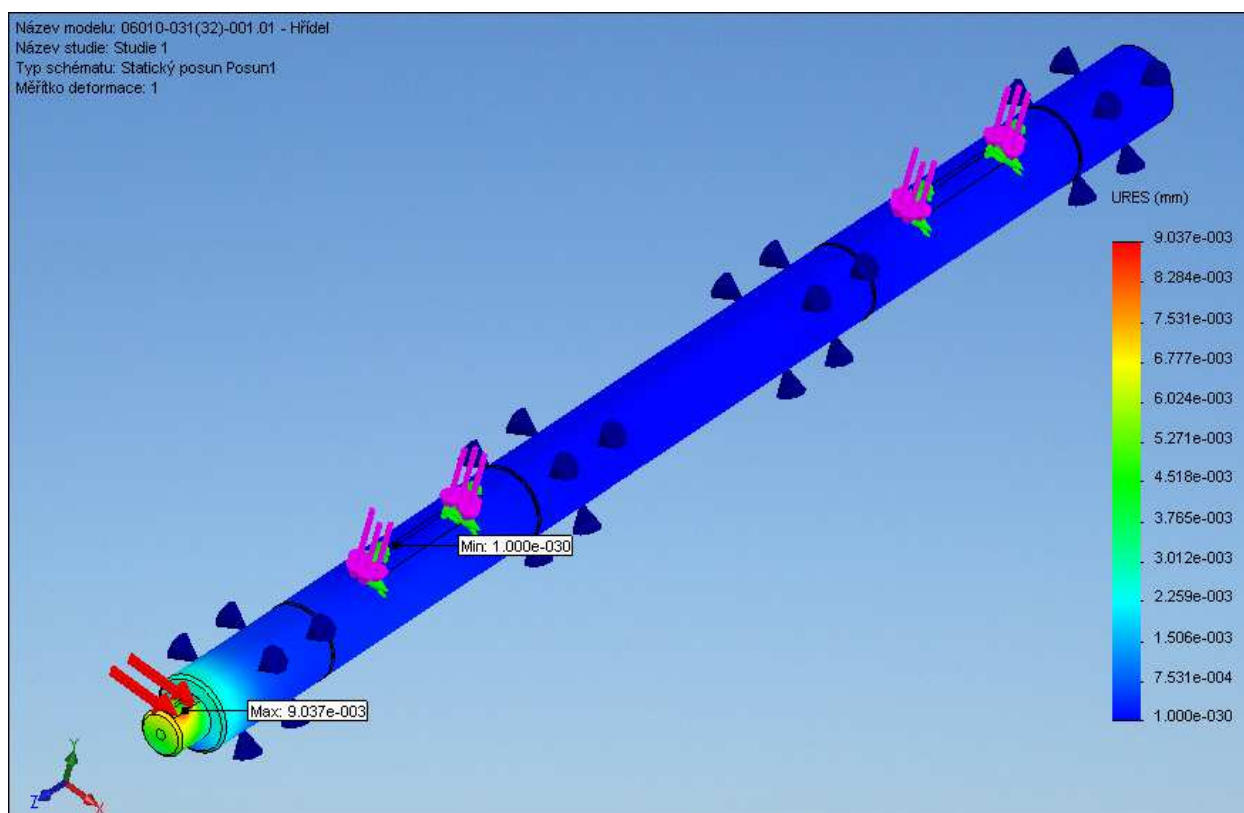
Průběh napětí dle hypotézy von Mises ukazuje místo s maximálním napětím 59,14MPa, je zobrazeno na obr. 5.5.

Statické součtové posuny jsou zobrazeny na obrázku 5.6 a jejího maximální hodnota je 0,0093mm.

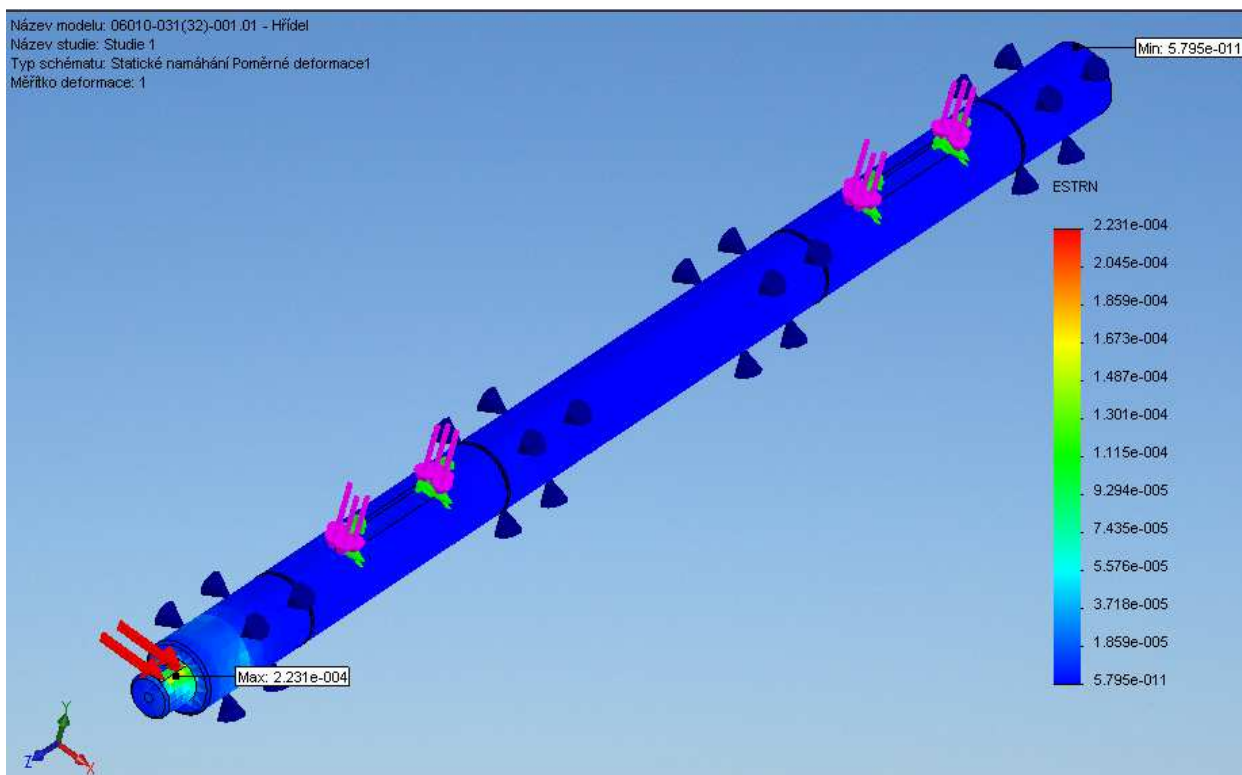
Poměrné deformace jsou pak zobrazeny na obrázku 5.7.



Obr. 5.5



Obr. 5.6



Obr. 5.6

5.4 Vyhodnocení výsledků

Z výše uvedených výsledků MKP je vidět, že se model choval v předpokládaných mezích a tudíž navržené okrajové podmínky jsou správné. Toto je potvrzeno i tím že ve výsledném modelu jsme nenalezli žádné singularity, které by zkreslovaly výsledek. Detail s maximálním napětím je vidět na obrázku 5.7. Výsledná statická bezpečnost se vypočte následovně:

$$k_s = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{Red}} = \frac{294}{59,14} = 4,97 \quad (5.4)$$

kde:

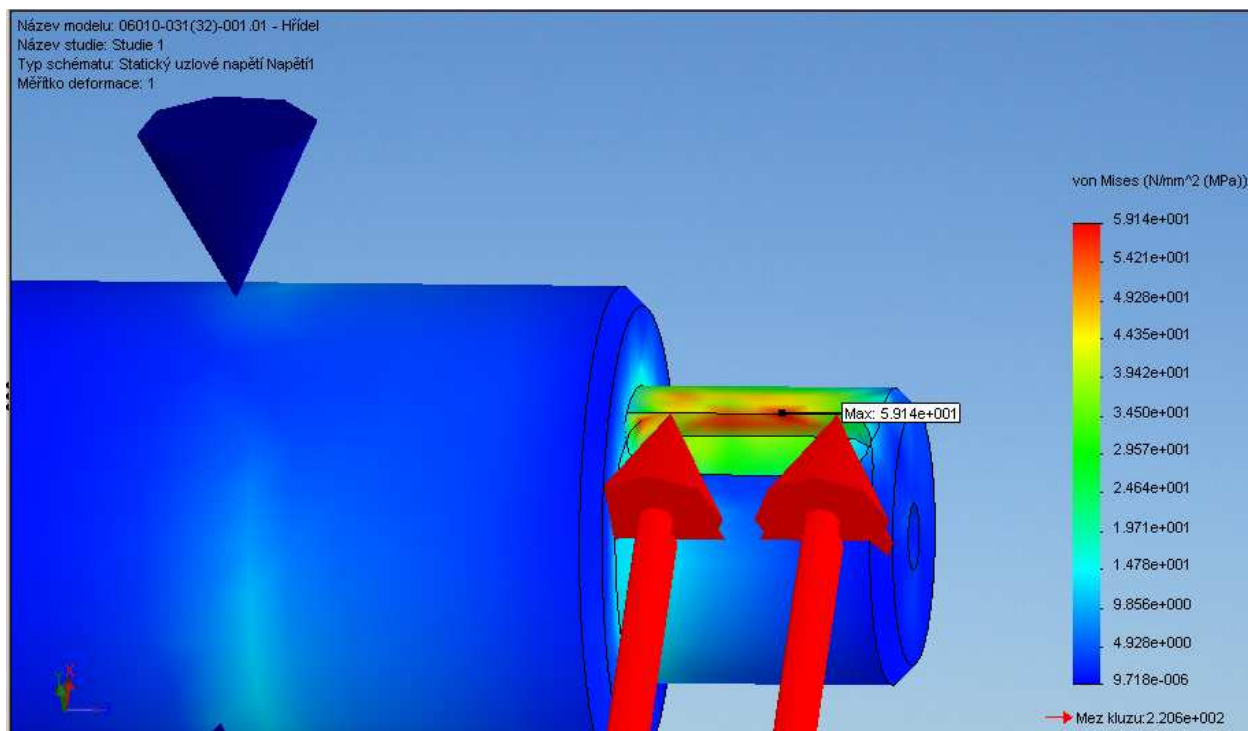
R_{e11600} - Nejmenší dovolená mez kluzu určená z materiálového listu v příloze.

σ_{Red} - Sigma redukovaná určená MKP řešiče.

Výsledná statická bezpečnost hřídele v místě drážky pro pero řetězového kola vyhovuje.

V ideálním případě by se měl součinitel statické bezpečnosti pohybovat v rozmezí (1,5-2,5).

Těchto hodnot bychom dosáhli zmenšením průměru hřídele, avšak toto by mělo podstatný vliv na tuhost hřídele a únosnost ložisek. Vzhledem k podmínkám provozu dopravníku necháme hřídel beze změny.



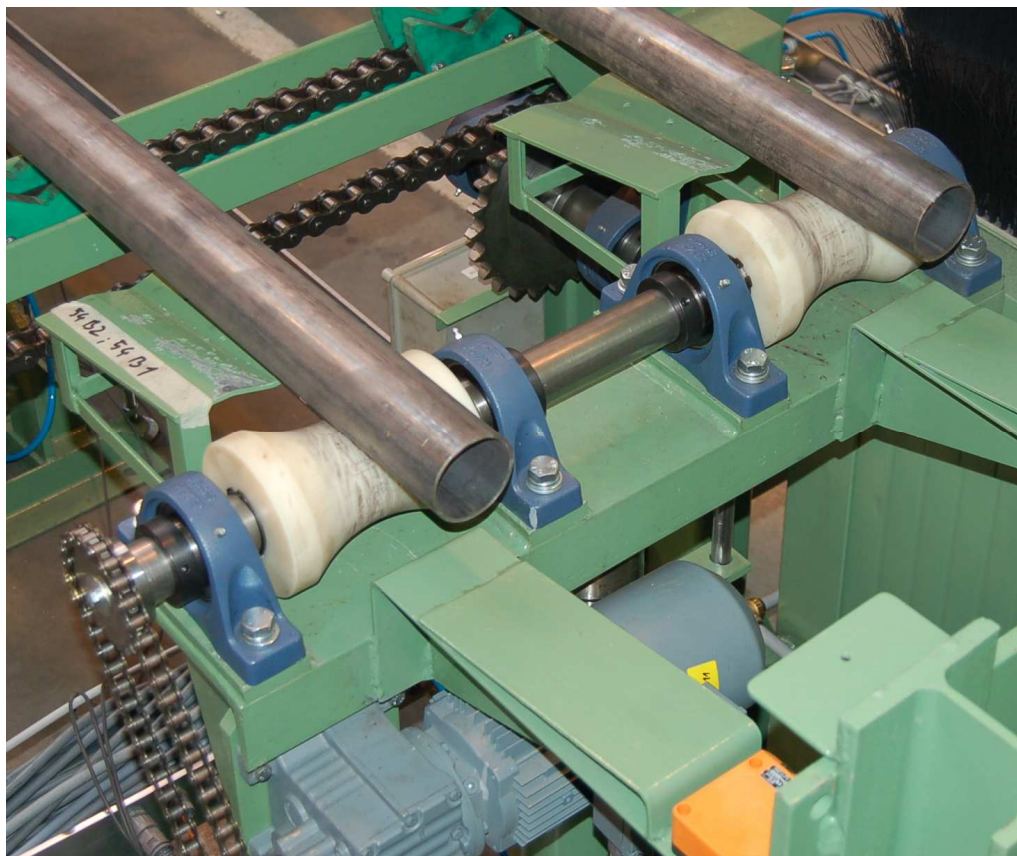
Obr. 5.7

6. ZÁVĚR

Na základě zpracované rešerše jsem navrhl koncepci stojanu srovnávacího dopravníku. Dále jsem postupným hodnocením jednotlivých variant zvolil finální variantu. Tuto variantu jsem následně početně navrhl a zkontroloval. Výsledkem této práce byla kompletní výrobní dokumentace a následně i vyrobená funkční sestava. Součástí této práce je však pouze sestavný výkres a výrobní výkres hnací hřídele. Závěrem bych ještě doplnil, že všem zádáním mnou navržený stojan vyhověl. Na obrázcích 6.1 a 6.2 je zachycen průběh funkčních zkoušek celé sestavy dopravníku v prostorách firmy PRESTAR s.r.o., které bych tímto chtěl poděkovat za vloženu důvěru.



Obr. 6.1



Obr. 6.2

7. POUŽITÁ LITERATURA

Monografie

- [1] MORAVEC, V.: *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7078-807-0.
- [2] DEJL, Z.: *Konstrukce stroju a zařízení I. Spojovací části stroju Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Monatex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
- [3] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1.
- [4] MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2006, ISBN 80-248-0980-X.
- [5] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1.vydání, VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. Dotisk 1.vyd. 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [6] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Upravené a doplněné vydání, Scientia, 2000, ISBN 80-7183-164-6.
- [7] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojnická příručka*. Praha 1993-1998, 8 svazků, 1.vydání.
- [8] Nemček, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: Spoje*, VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1787-8
- [9] Folta, Z.: *Příklad výpočtu převodu válečkovým řetězem*. VŠB-TU Ostrava, 2005.

Internet

- [10] <http://dopravniky.szt.sk/index.html>
- [11] <http://www.metaltec-1.cz/new/index.html>
- [12] http://medias.ina.de/medias/en!hp.ec.br.pr/RASE*RASE50-N;aGOU2Fa4Lhhc
- [13] http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1542.jsp
- [14] <http://www.zkl-loziska.cz/klin.htm>
- [15] http://www.contra.cz/retezovy_prevod/foto/nosize/69.jpg
- [16] <http://www.prestar.cz/cze/stroje-pro-vyrobu-trubek-a-tyci/>

8. PŘÍLOHY

1. Výkres sestavy, SB3KSS-ZAV141-2009-00
2. Výkres hnací hřídele, SB3KSS-ZAV141-2009-00-04
3. Výkres Dispozice, 06010-000-000
4. Materiálový list, ERTALON 6PLA
5. Typový list elektromotoru, NORD SK 172-80s/4
6. Zpráva MKP řešiče COSMOSWorks o kontrole hnací hřídele